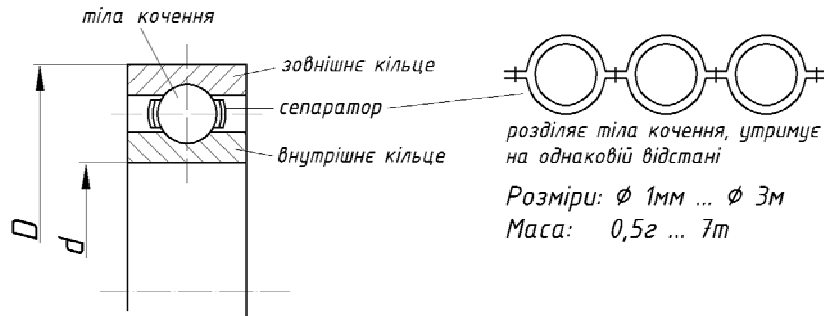


Лекція № 29

Глава 10. Підшипники кочення

10.1. Загальна характеристика

Підшипники кочення - це елемент опор осей, валів, де використовується принцип тертя кочення.



Переваги:

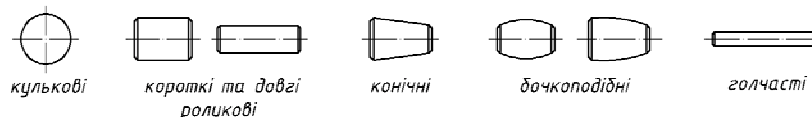
1. Малі втрати на тертя, $\eta = 0.99$.
2. Висока несуча здатність.
3. Малі габарити в осьовому напрямку.
4. Незначні витрати мастильних матеріалів.
5. Невисокі вимоги до матеріалу і якості поверхні цапф валів.

Недоліки:

1. Значні діаметральні розміри.
2. Обмежений строк служби
3. Погано сприймають ударне навантаження.
4. Підвищений шум при високих швидкостях обертання.

Класифікація

1. За формою тіл кочення: кулькові, роликіві.



2. За числом рядів: одно-, дво-, та чотирирядні.
3. За способом компенсації перекосів вала : несамоустановні, самоустановні, сферичні (взаємний кут повороту кілець $2 - 3^0$)
4. За радіальними розмірами при одному і тому ж d поділяються на 5 серій: надлегка, особливо легка, легка, середня, важка.
5. За розмірами в осьовому напрямку при одному і тому ж d поділяються на 5 серій ширин: особливо вузька, вузька, нормальна, широка, особливо широка.
5. За напрямком сприймання навантаження: радіальні, упорні, радіально-упорні, упорно-радіальні.

Позначення: $\square^x \square^3 \square^2 \square^1$

Цифри (2 і 1) $\times 5 = d$ мм при $d < 20$ мм

Цифра 3 – серія: особливо легка – 1, легка – 2, середня – 3, важка – 4...

Цифра 4 – тип підшипника: 0 – радіальний кульковий (0 не пишеться);

2 – радіальний з короткими роликами; 6 – радіально-упорний кульковий; 7 – роликіві конічний.

Матеріали. Точність

Для виготовлення підшипників використовуються сталі: ШХ9; ШХ15; ШХ15ГС з твердістю після термообробки $H=60 \dots 65$ HRC.

Для великих підшипників – цементовані сталі 12ХН3А, 20ХН4А, 8ХГТ з твердістю $H=59 \dots 60$ HRC.

Сепаратори виготовляються із м'якої сталі, масивні сепаратори - з бронзи, латуні, алюмінієвих сплавів.

Існує п'ять класів точності підшипників: 0,6,5,4 і 2 (зліва направо збільшується точність)
Клас 0 – нормальна точність.

10.2. Монтаж підшипників

Монтаж підшипників на валу і в корпусі.

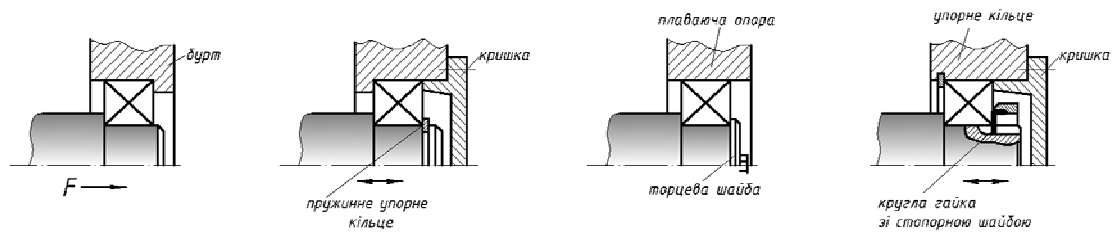


Схема опор на радіальних підшипниках

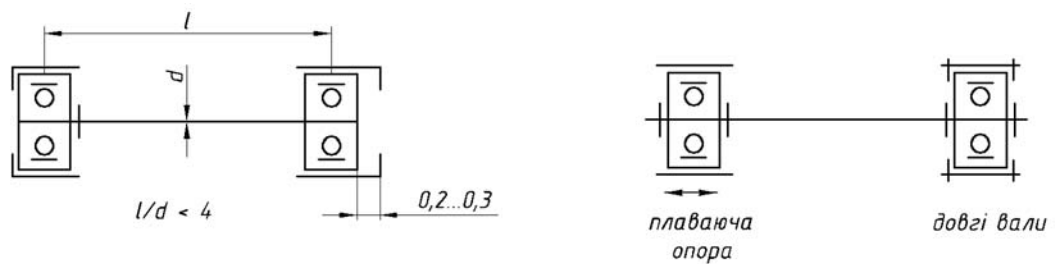
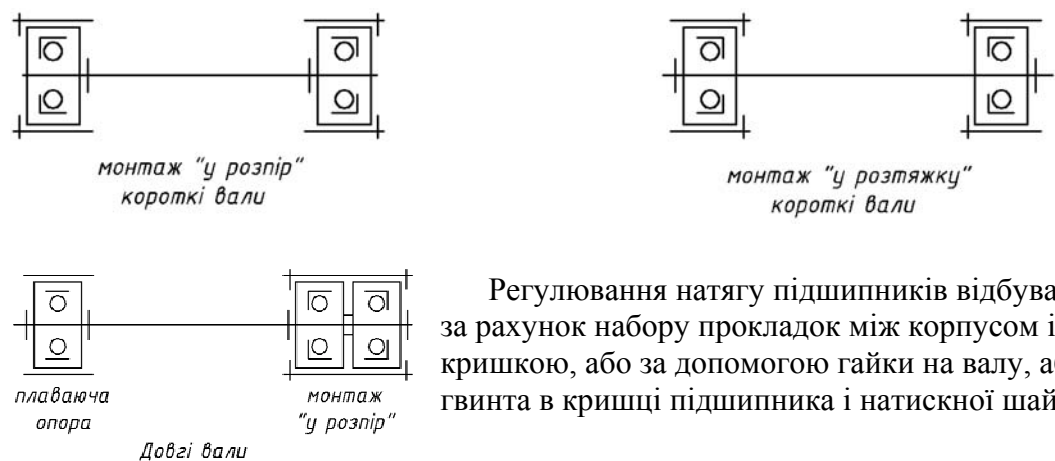


Схема опор на радіально-упорних підшипниках

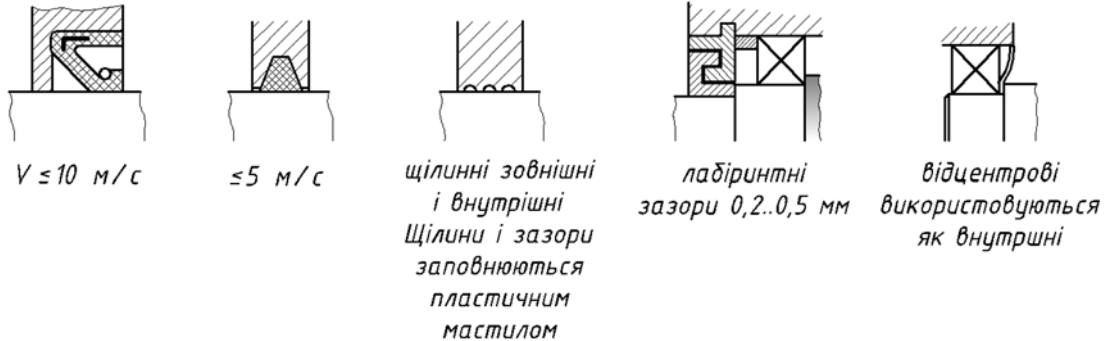


Регулювання натягу підшипників відбувається за рахунок набору прокладок між корпусом і кришкою, або за допомогою гайки на валу, або гвинта в кришці підшипника і натискної шайби.

10.3. Ущільнення підшипників кочення

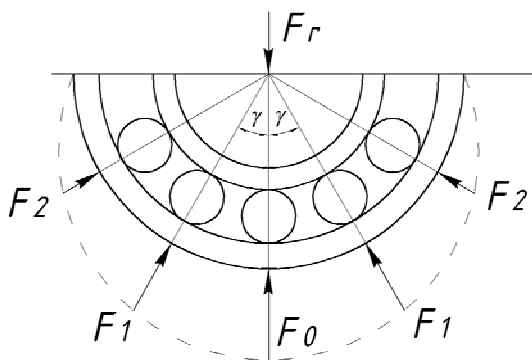
Типи ущільнювальних пристроїв:

- контактні (манжетні, сальникові) – низькі і середні швидкості;
- лабіринтні та щілинні – необмежена швидкість;
- відцентрові – середні і високі швидкості;
- комбіновані.



Лекція № 30

10.4. Навантаження на тіла кочення



За умови рівноваги

$$F_r = F_0 + 2F_1 \cos \gamma + 2F_2 \cos 2\gamma + \dots + 2F_n \cos n\gamma;$$

$$\gamma = \frac{360^\circ}{z}; \quad n\gamma < 90^\circ.$$

Тут z – кількість кульок у підшипнику.

З теорії пружності

$$F_1 = F_0 \cos^{3/2} \gamma; \quad F_2 = F_0 \cos^{3/2} 2\gamma; \quad F_n = F_0 \cos^{3/2} n\gamma.$$

Після підстановки в рівняння рівноваги одержимо:

$$F_0 = \frac{F_2}{\left(1 + 2 \cos^{5/2} \gamma + 2 \cos^{5/2} 2\gamma + \dots + 2 \cos^{5/2} n\gamma\right)} = F_r K$$

Для довільного числа кульок $K = \frac{4.37}{z}$. З урахуванням впливу радіального зазору і

неточності розмірів беруть $F_0 = \frac{5F_r}{z}$ $F_n = \frac{5F_r}{z} \cos^{3/2} n\gamma$

Для радіально-упорних кулькових підшипників $F_0 = \frac{5F_r}{z \cos \alpha}$, де

α – кут контакту тіл кочення.

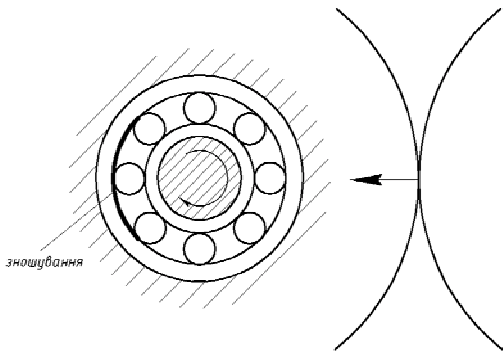
Для упорних кулькових підшипників розраховують силу на 1 кульку.

$$F_0 = \frac{1.25F_a}{z}$$

Тут F_a – осьове навантаження. Коефіцієнт 1.25 - враховує нерівномірність розподілу сил між кульками.

10.5. Посадка підшипників

Посадка кілець на вал і в гніздо корпусу залежить від режиму роботи, виду навантаження, типу підшипника. Розрізняють два види навантаження кілець: *циркуляційне*, при якому кільце підшипника обертається щодо вектора дії сили (внутрішнє кільце підшипника на валу) і *місцеве*, при якому кільце не обертається щодо вектора діючої сили (зовнішнє кільце підшипника в корпусі редуктора).



У випадку циркуляційного навантаження кільце ставлять на вал з натягом, щоб воно не прокручувалось відносно вала і не спричиняло спрацювання.

У випадку місцевого навантаження кільце встановлюють із невеликим зазором або малим натягом, що під дією поштовхів та вібрації воно поверталось і зношувалось рівномірно.

Вплив режиму навантаження: чим більше навантаження, сильніші поштовхи, тим більший натяг; чим вища частота обертання, тим менший натяг.

Вплив типу підшипника: посадка роликів підшипників більш щільна, ніж кулькових (натяг може змінити зазор у цих підшипниках).

Поле допуску на вал – за системою отвору, на отвір в корпусі – за системою вала.

Рекомендуються:

поля допусків на вал, що обертається : j6,k6,m6,n6;

поля допусків на отвір в корпусі, що не обертається: Js7,H7,K7,M7.

10.6. Змащування

Підшипники змащують рідкими або пластичними мастилами відповідним способом.

Рідкі мастила: зануренням, розбризкуванням, мастильним туманом або краплинним способом.

При змащуванні зануренням рівень мастила не повинен бути вище центра нижнього тіла кочення підшипника.

Пластичні мастила закладають у гнізда корпусів на 0,3...0,6 їхнього об'єму, використовують у важкодоступних місцях, у забрудненому середовищі.

10.7. Види руйнування і критерії розрахунку

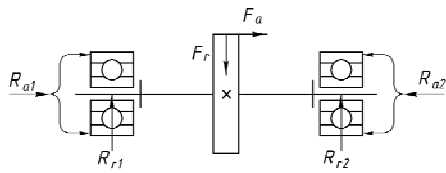
Види руйнування підшипників:

1. Втомне викришування робочих поверхонь кілець в результаті дії циклічно змінних контактних напружень (починається на внутрішніх кільцях).
2. Спрацювання кілець та тіл кочення від дії зовнішнього абразивного середовища, при недостатньому змащуванні.
3. Руйнування кілець та тіл кочення спричинене ударним навантаженням, неправильним монтажем опори (перекуси, заклинювання).
4. Руйнування сепараторів в результаті дії відцентрових сил та навантаження з боку кілець.
5. Залишкові деформації на бігових доріжках кілець у формі вм'ятин та ямок спричинене динамічним та ударним навантаженням (важконавантажені тихохідні підшипники).

Сучасні розрахунки базуються на двох критеріях: за умовою запобігання появи залишкових деформацій (розрахунок на статичну вантажність) і за умовою запобігання

появи ознак втомного руйнування робочих поверхонь протягом розрахункового строку служби (розрахунок на динамічну вантажність).

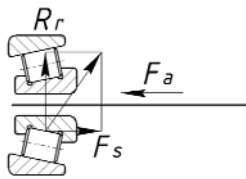
10.8. Визначення сил, що навантажують підшипники



Для радіальні кулькових підшипників радіальні і осьові навантаження визначаються при розрахунку валів і дорівнюють реакціям опор. Осьова сила, що навантажує підшипник, дорівнює осьовій силі що діє на вал. Силу сприймає той підшипник, який обмежує

осьове переміщення вала від дії цієї сили.

В радіально-упорних підшипниках радіальне навантаження спричиняє виникнення осьового навантаження, через нахил контактних ліній.



Значення осьової складової R_s , що виникає від радіального навантаження підшипника залежить від типу підшипника, кута контакту, R_r , а також від того, як відрегульований підшипник.

Зазвичай підшипник регулюють так, щоб осьовий зазор був близький до нуля. Для нормальної роботи підшипника мінімальна зовнішня осьова сила $F_{a\min} \geq F_s$

Для кулькових радіально-упорних підшипників: $F_s = e \cdot R_r$.

Для підшипників з $\alpha < 18^\circ$ (тип 36000); коефіцієнт осьового навантаження e знаходять за графіками в залежності від R_r / C_0 , або розраховують за емпіричною формулою (в каталогах e задається в залежності від R_a / C_0 , але R_a невідоме):

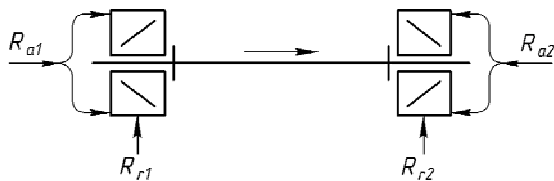
$$\lg e = \frac{\left(\lg \frac{R_r}{C_0} - 1,144 \right)}{4,729}$$

C_0 - статична вантажність, задається в каталогах.

Для підшипників з $\alpha > 18^\circ$ (тип 46000, 66000) e задається в каталогах.

Для роликових конічних підшипників $F_s = 0,83 \cdot e \cdot R_r$, e визначається за каталогами.

Рівняння рівноваги вала:



$$R_{a1} - R_{a2} + F_a = 0$$

Оскільки підшипник 1 не навантажується зовнішньою силою приймаємо, що $R_{a1} = R_{s1}$. Тоді з рівняння

рівноваги маємо $R_{a2} = F_a + R_{s1}$. Перевіряємо, щоб $R_{a2} > R_{s2}$.

10.9. Підбір підшипників за статичною вантажністю

Проводиться у випадках, коли $\omega \leq 0,1 \text{ рад/с}$ ($n \leq 1 \text{ об/хв}$)

Розрахункове статичне навантаження на підшипник

$$R_0 = X_0 \cdot R_r + Y_0 \cdot R_a,$$

де X_0, Y_0 - коефіцієнти радіального і осьового статичного навантаження – наведені в каталогах підшипників.

Якщо $R_0 < R_r$, беруть $R_0 = R_r$

Підбір підшипників здійснюється за умовою

$$R_0 \leq C_0,$$

де C_0 - базова статична вантажність (це R_r для радіальних і радіально-упорних підшипників і R_a для упорних і упорно-радіальних підшипників, якому відповідає загальна залишкова деформація тіл кочення і кілець 0,0001 діаметра тіла кочення) визначається за каталогами.

10.10. Підбір підшипників за динамічною вантажністю

Проводиться, коли $\omega > 0,1 \text{ рад/с}$. При $0,1 < \omega < 1 \text{ рад/с}$ беруть $\omega = 1 \text{ рад/с}$.

Розрахункове еквівалентне навантаження:

$$R = (X \cdot V \cdot R_r + Y \cdot R_a) \cdot K_\sigma \cdot K_T,$$

X, Y - коефіцієнти радіального і осьового навантаження;

V - коефіцієнт обертання ($V = 1$ - обертається внутрішнє кільце; $V = 1,2$ - обертається зовнішнє кільце);

K_σ - коефіцієнт безпеки ($K_\sigma = 1$ - спокійне навантаження; $K_\sigma = 1,2$ - перевантаження до 125%; $K_\sigma = 1,5$ - перевантаження до 150%; $K_\sigma = 2$ - перевантаження до 200%; $K_\sigma = 3$ - перевантаження до 300%);

K_T - температурний коефіцієнт ($K_T = 1$ при $t \leq 100^\circ\text{C}$; $K_T = 1,05$ при $t \leq 120^\circ\text{C}$; $K_T = 1,1$ при $t \leq 150^\circ\text{C}$);

X, Y визначаються за каталогами. Значення X, Y різні при $R_a / (V \cdot R_r) \leq e$ і $R_a / (V \cdot R_r) \geq e$, де e - коефіцієнт осьового навантаження, e - задається в каталогах для різних типів підшипників.

При змінних режимах навантаження розрахункове еквівалентне навантаження:

$$R_E = \sqrt[3]{R_1^3 \cdot \frac{L_1}{L} + R_2^3 \cdot \frac{L_2}{L} + \dots + R_n^3 \cdot \frac{L_n}{L}} = \sqrt[3]{\sum R_i^3 \cdot \frac{L_i}{L}},$$

R_i - еквівалентне навантаження протягом L_i ; L - загальний строк служби.

Якщо режим навантаження відповідає типовому, тоді $R_E = K_E \cdot R$, де R тривало діюче еквівалентне навантаження.

K_E - коефіцієнт режиму навантаження.

Режим	П	В	СР	СН	Л
K_E	1,00	0,80	0,63	0,57	0,40

Довговічність підшипника $L = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C_r}{R_E}\right)^p$ млн. обертів.

C_r - базова динамічна вантажність – це постійне R_r (або R_a) навантаження, яке підшипник може умовно сприймати протягом 1 млн. обертів при ймовірності безвідмовної роботи 90%, - визначається за каталогами. Показник $p = 3$ - для кулькових; $p = \frac{10}{3}$ - для роликових підшипників. Коефіцієнт $a_1 = 1$ при 90% надійності; $a_1 = 0,62$ - 95%; $a_1 = 0,44$ - 97%; $a_1 = 0,33$ - 98%.

Коефіцієнт a_{23} враховує якість матеріалу деталей підшипника:

$a_{23} = 0,7 \dots 0,8$ - кулькові (крім сферичних);

$a_{23} = 0,5 \dots 0,6$ - кулькові сферичні і роликові циліндричні;

$a_{23} = 0,6 \dots 0,7$ - роликові конічні.

Довговічність підшипників в годинах:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6 \text{ об}}{\frac{\omega}{2\pi} \cdot 3600 \text{ об/год}} = 1745 \cdot \frac{L}{\omega} \text{ год}$$

Для зубчастих редукторів: $L_h = 10\,000 \text{ год}$

черв'ячних: $L_h = 5\,000 \text{ год}$

10.11. Рекомендації щодо вибору підшипників

Для циліндричних зубчастих передач:

якщо $R_a / (V \cdot R_r) \leq 0,35$ - кулькові радіальні підшипники;

$R_a / (V \cdot R_r) > 0,35$ - кулькові радіально-упорні підшипники.

Для конічних і черв'ячних коліс – роликові конічні підшипники.

Для черв'яка – роликові конічні підшипники.; при тривалій неперервній роботі з метою зниження нагрівання – кулькові радіально-упорні підшипники зі збільшеним кутом контакту тіл кочення типу 46000, 66000.